

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-218102

(43)Date of publication of application : 10.08.1999

(51)Int.Cl.

F15B 11/02

E02F 9/22

F15B 11/17

(21)Application number : 10-315347

(71)Applicant : KOMATSU LTD

(22)Date of filing : 20.10.1998

(72)Inventor : ISHIZAKI NAOKI

KATAOKA TOYOMI

YOSHIDA NOBUSANE

(30)Priority

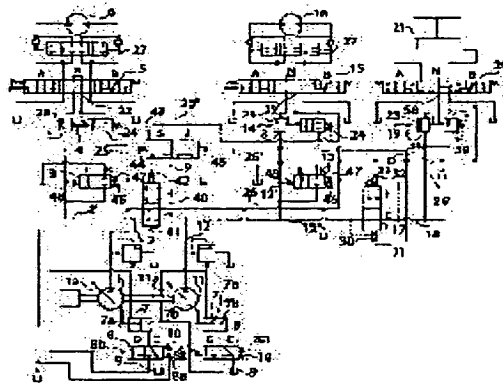
Priority number : 09308454 Priority date : 11.11.1997 Priority country : JP

## (54) PRESSURIZED OIL SUPPLY DEVICE

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a pressurized oil supply device which can change over the confluence and diffuence of a plurality of hydraulic pump lines according to the driving conditions of a plurality of actuators.

**SOLUTION:** This pressurized oil supply device is equipped with a flow joining/dividing valve 40 which joins and divides the discharge pressurized oil of a first hydraulic pump 1 and the discharge pressurized oil of a second hydraulic pump 11. This flow joining/dividing valve 40 is made to be in a diffuence condition by driving a second hydraulic actuator 16 and also made to be in a confluence condition having priority over others by driving a third hydraulic actuator 16. Therefore, even though an operating valve changed over by manual operation is used, the flow joining/dividing valve 40 is automatically changed over to the diffuence condition and the confluence condition according to the operation of the operating valve, thus operation is facilitated. Unintended difference in flow for an operator may not be produced between a first actuator and a second actuator by driving the third actuator 21.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of

rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-218102

(43) 公開日 平成11年(1999) 8月10日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>  
F 1 5 B 11/02  
E 0 2 F 9/22  
F 1 5 B 11/17

識別記号

F I  
F 1 5 B 11/02 M  
E 0 2 F 9/22 A  
F 1 5 B 11/16 A

審査請求 未請求 請求項の数 3 F D (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願平10-315347

(22) 出願日 平成10年(1998)10月20日

(31) 優先権主張番号 特願平9-308454

(32) 優先日 平 9 (1997) 11月11日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目 3 番 6 号

(72) 発明者 石崎 直樹

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松  
製作所小山工場内

(72) 発明者 片岡 豊美

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松  
製作所小山工場内

(72) 発明者 吉田 伸実

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松  
製作所小山工場内

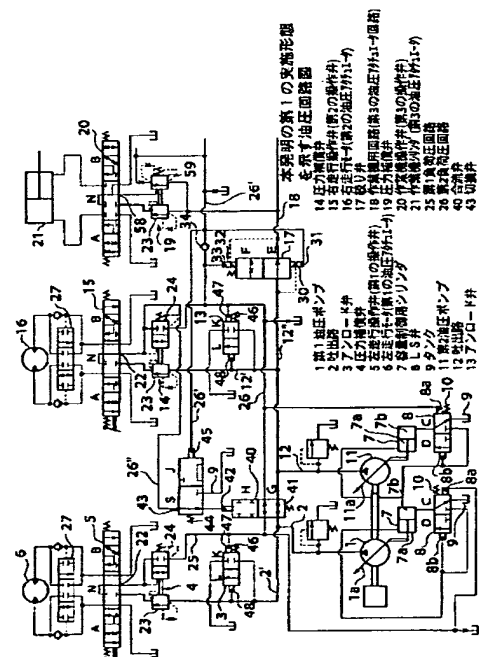
(74) 代理人 弁理士 渡部 温 (外 1 名)

(54) 【発明の名称】 圧油供給装置

(57) 【要約】

【課題】 複数のアクチュエータの駆動状況に応じて複数の油圧ポンプラインの合分流を切り換えることができる圧油供給装置を提供する。

【解決手段】 本圧油供給装置は第1油圧ポンプ1の吐出圧油と第2油圧ポンプ11の吐出圧油を合流・分離する合分流弁40を備える。この合分流弁40は、第2油圧アクチュエータ16の駆動により分流状態とされるとき、第3油圧アクチュエータ21の駆動により優先的に合流状態とされる。したがって、手動操作で切換える操作弁を用いた場合でも、操作弁の操作に応じて合分流弁40が自動的に分離状態と合流状態に切換わるので操作が楽になる。また、第3アクチュエータの駆動で第1アクチュエータと第2アクチュエータとの間にオペレータの意図しない流量差を生じない。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 第 1 油圧ポンプ (1) と、第 1 油圧ポンプ (1) の吐出路 (2) に接続された第 1 油圧アクチュエータ (6) と、第 1 油圧アクチュエータ (6) を制御する第 1 方向制御弁 (5) と、第 1 方向制御弁 (5) の上流側と下流側の差圧を一定とする第 1 圧力補償弁 (4) と、を有する第 1 の回路と、

第 2 油圧ポンプ (11) と、第 2 油圧ポンプ (11) の吐出路 (12) に接続された第 2 油圧アクチュエータ (16) と、第 2 油圧アクチュエータ (16) を制御する第 2 方向制御弁 (15) と、第 2 方向制御弁 (15) の上流側と下流側の差圧を一定とする第 2 圧力補償弁 (14) と、を有する第 2 の回路と、

第 2 油圧ポンプ (11) の吐出路 (12) に接続された第 3 油圧アクチュエータ (21) と、第 3 油圧アクチュエータ (21) を制御する第 3 方向制御弁 (20) と、第 3 方向制御弁 (20) の上流側と下流側の差圧を一定とする第 3 圧力補償弁 (19) と、を有する第 3 の回路と、

前記第 1 油圧ポンプ (1) の吐出路 (2) と第 2 油圧ポンプ (11) の吐出路 (12) を合流・分離する合分流弁 (40) と、を備え、

前記合分流弁 (40) が第 3 油圧アクチュエータ (21) の駆動により優先的に合流状態とされることを特徴とする圧油供給装置。

【請求項 2】 前記合分流弁 (40) がパイロット圧受圧部 (42) を有し、該受圧部 (42) に作用する圧油で分流位置 (H) に切り替わり、

該受圧部 (42) に第 1 油圧アクチュエータ (6) または第 2 油圧アクチュエータ (16) の負荷圧を供給・遮断する切換弁 (43) が設けられており、

該切換弁 (43) が第 3 油圧アクチュエータ (21) の駆動に応じて切り替わることを特徴とする請求項 1 記載の圧油供給装置。

【請求項 3】 上記切換弁 (43) を切り換えるパイロット圧として第 3 圧力補償弁 (19) の出力圧を用いることを特徴とする請求項 2 記載の圧油供給装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、油圧ショベル（油圧作動式掘削・積込機）等に装備された複数の油圧アクチュエータに複数の油圧ポンプから吐出圧油を供給する圧油供給装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】この種の装置としては、例えば特公平 7-92090 号公報に示す装置が提案されている。この圧油供給装置においては、第 1 油圧ポンプの吐出圧油を複数の操作弁を介して複数の一方側の油圧アクチュエータに供給するとともに、第 2 油圧ポンプの吐出圧油を複数の操作弁を介して複数の他方側の油圧アクチュエータ

に供給する。そして、第 1 油圧ポンプの吐出圧油と第 2 油圧ポンプの吐出圧油を合流・分離する合分流弁が備えられている。

【0003】この圧油供給装置においては、分離状態においては、第 1 油圧ポンプの吐出圧油と第 2 油圧ポンプの吐出圧油のそれぞれを、個別に一方側のアクチュエータと他方側の油圧アクチュエータに供給する。この分離状態とすることで、ポンプのエネルギーロスを小さくできる。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記特公平 7-92090 号公報に示す装置には次の問題点があった。この種の装置では、合分流弁を切り換えるパイロット圧は、アクチュエータに接続された方向制御弁を動かすためのパイロット圧と共用である場合が多い。すなわち、オペレータのレバー操作に応じて合分流が切り換わる。ここで、例えば微操作を意図した場合を考える。微操作時は方向制御弁を動かすパイロット圧は小さい。第 1 と第 2 の回路の負荷圧に大きな差を生じ、かつ合分流弁は切り換わるパイロット圧が低いため合流状態のままとなる。そうすると、従来の構成ではポンプのエネルギーロスを発生する。ところで、2つの油圧回路の合分流制御においては、2つのポンプの負荷と吐出流量を平均化するため、負荷圧に差が生じた場合に上記とは逆に回路を合流とする場合もある。この時、パイロット圧で切り換えると、パイロット圧が低いことにより次のようになる。第 1 のポンプに左走行モータが接続されており、第 2 のポンプに右走行モータとアクチュエータが接続されている場合、初めに分離のままでアクチュエータを動かすと合流に切り換わらず、右走行モータの流量不足により曲進してしまう。

【0005】本発明は、複数のアクチュエータの駆動状況に応じて合分流を切り換えることができるとともに、複数の油圧ポンプラインの流量バランスを良好に保つことのできる圧油供給装置を提供することを目的とする。

## 【0006】

【課題を解決するための手段及び作用効果】第 1 の発明は、第 1 油圧ポンプ (1) と、第 1 油圧ポンプ (1) の吐出路 (2) に接続された第 1 油圧アクチュエータ (6) と、第 1 油圧アクチュエータ (6) を制御する第 1 方向制御弁 (5) と、第 1 方向制御弁 (5) の上流側と下流側の差圧を一定とする第 1 圧力補償弁 (4) と、を有する第 1 の回路と、第 2 油圧ポンプ (11) と、第 2 油圧ポンプ (11) の吐出路 (12) に接続された第 2 油圧アクチュエータ (16) と、第 2 油圧アクチュエータ (16) を制御する第 2 方向制御弁 (15) と、第 2 方向制御弁 (15) の上流側と下流側の差圧を一定とする第 2 圧力補償弁 (14) と、を有する第 2 の回路と、第 2 油圧ポンプ (11) の吐出路 (12) に接続された第 3 油圧アクチュエータ (21) と、第 3 油圧ア

10

20

30

40

50

クチュエータ(21)を制御する第3方向制御弁(20)と、第3方向制御弁(20)の上流側と下流側の差圧を一定とする第3圧力補償弁(19)と、を有する第3の回路と、前記第1油圧ポンプ(1)の吐出路(2)と第2油圧ポンプ(11)の吐出路(12)を合流・分離する合分流弁(40)と、を備え、前記合分流弁(40)が第3油圧アクチュエータ(21)の駆動により優先的に合流状態とされることを特徴とする。

【0007】第1の発明によれば、油圧アクチュエータ21の駆動により、合分流弁40が合流状態に切り換わる。したがって、操作弁の操作に応じて合分流弁40が自動的に合流状態に切り換わるので、第3アクチュエータを駆動した際に、第1アクチュエータと第2アクチュエータとの間にオペレータの意図しない流量差を生じることが防止できる。

【0008】第2の発明は、第1の発明において、前記合分流弁(40)がパイロット圧受圧部(42)を有し、該受圧部(42)に作用する圧油で分流通路(H)に切り替わり、該受圧部(42)に第1油圧アクチュエータ(6)または第2油圧アクチュエータ(16)の

負荷圧を供給・遮断する切換弁(43)が設けられており、該切換弁(43)が第3油圧アクチュエータ(21)の駆動に応じて切り替わることを特徴とする。

【0009】第2の発明によれば、第3操作弁20を操作して第3油圧アクチュエータ21に圧油を供給すると、そのアクチュエータ21の負荷圧で切換弁43が合分流弁40に圧油を供給しない位置に作動し、合分流弁40が合流位置Gとなる。一方、第3操作弁21を操作しないときは、第3油圧アクチュエータ21に圧油が供給されず、同アクチュエータ21に負荷圧が発生しない。このとき、切換弁43がノーマル状態となって、合分流弁40に圧油を供給する位置となる。この際に、第2操作弁15を操作して第2油圧アクチュエータ16に圧油を供給して負荷圧が発生すると、切換弁43は1位置となって合分流弁40の受圧部42に圧力が供給されるので、合分流弁40は分離位置Hとなる。なお、第2油圧アクチュエータ16の負荷圧を用いる替りに第1油圧アクチュエータ6の負荷圧を用いてもよい。あるいは、合流した後の圧油の何れか高い方を選択するようにしてもよい。

【0010】このような構成により、第3油圧アクチュエータ21を作動する時には合分流弁40は合流位置Gとなって、第1及び第2油圧ポンプ1、11の吐出圧油を合流して第3油圧アクチュエータ21に供給できる。第1及び第2油圧アクチュエータ6、16のみを作動した時には、合分流弁40は分離位置Hとなって第1油圧ポンプ1の吐出圧油は第1油圧アクチュエータ6に供給され、第2油圧ポンプ11の吐出圧油は第2の油圧アクチュエータ16に供給される。なお、本明細書中「負荷圧」とは特に断らない限り、「アクチュエータの負荷

圧」と「アクチュエータの負荷圧に応じて圧力補償弁から出力される圧力」のいずれであってもよい。

【0011】第3の発明は、第2の発明において、上記切換弁(43)を切り換えるパイロット圧として第3圧力補償弁(19)の出力圧を用いる。

【0012】この方が、方向制御弁を作動するパイロット圧を用いて合分流切換弁を切り換えるよりも、切換弁が確実に切り換わる。

また、切り換えに圧力補償弁の出力圧を用いるので、以下の作用効果がある。① 切り換わるタイミングが必要以上に早くならない。したがって、実際にアクチュエータが圧油流量を要したその瞬間に分離から合流に切り換わる。もし先に合流に切り換わると、油圧ショベルの場合は車体が微速旋回し難くなる。

② 切り換わるタイミングが遅れない。実際にアクチュエータが流量を要したその瞬間に分離から合流に切り換わるので、第1アクチュエータと第2アクチュエータとの間にオペレータの意図しない流量差を生じない。そのため、例えばオペレータが左右の走行モータに同じ流量を流して油圧ショベルに直進指令を出した時には、車体の走行曲がりを起こさない。

【0013】

【発明の実施の形態】図1は、本発明の第1の実施の形態に係る油圧ショベルの油圧回路図である。図1に示すように、第1油圧ポンプ1の吐出路2につながる吐出路2'には、順にアンロード弁3と第1圧力補償弁4及び左走行操作弁5(第1方向制御弁)が設けてある。この走行操作弁5が中立位置Nから第1位置A、第2位置Bに切り換えられると、左走行モータ6(第1油圧アクチュエータ)に吐出路2の圧油が供給される。これらの回路・機器が左走行系統(第1の回路)を構成する。

【0014】左走行操作弁5は負荷圧検出ポート22を有する(後述する右走行操作弁15及び作業機操作弁20も同じ)。操作弁5を第1位置A又は第2位置Bとした時に、該弁のアクチュエータ側に出力されるアクチュエータ負荷圧が負荷圧検出ポート22に検出される。なお、符号27はカウンタバランス弁である。

【0015】第1油圧ポンプ1は1回転当りの吐出量を変更できる可変容量型斜板式油圧ポンプである。斜板1a(容量制御部材)は容量制御用シリンダ7のロッドが図の左方向へ移動すると容量小方向に傾動され、ロッドが右方向に移動すると容量大方向に傾動される。この容量制御用シリンダ7のロッド側の室7aは吐出路2に連通している。一方、反ロッド側の室7bは、容量制御弁8を介して、ポンプ吐出路2又はタンク9のいずれか一方と連通する。

【0016】容量制御弁8は第1受圧部8aに作用する負荷圧(負荷圧回路26から導入される)とスプリング10によってドレーン位置Cに位置させられ、第2受圧部8bに作用するポンプ吐出圧によって圧油供給位置D

10

20

30

40

50

に切換わる。容量制御弁8には、同弁をドレーン位置Cにバイアスするスプリング10が設置されている。

【0017】このような構成により、第1油圧ポンプ1の容量は、ポンプ吐出圧と負荷圧の差圧がスプリング10に見合う値となるように制御される。本制御により、動かすアクチュエータの種類と数や操作弁の開度、アクチュエータにかかる負荷の大きさ等に応じて変わる圧油の必要量が、過不足なくポンプ1から供給される。

【0018】第2油圧ポンプ11の吐出路12につながる吐出路12'には、アンロード弁13と第2圧力補償弁14を介して右走行操作弁15（第2操作弁）が設けられている。この右走行操作弁15が中立位置Nから第1位置A、第2位置Bに切換えられ、右走行モータ16（第2油圧アクチュエータ）に吐出路12の圧油が供給される。これらの回路・機器が右走行系統（第2系統）を構成する。

【0019】第2油圧ポンプ11の吐出路12の先のもう一つの吐出路12''には、絞り弁17を介して作業機用回路18（第3油圧アクチュエータ用回路）が接続されている。この作業機用回路18には、第3圧力補償弁19を介して作業機操作弁20（第3操作弁）及び作業機シリンダ21（第3油圧アクチュエータ）が接続されている。なお、図には、圧力補償弁、操作弁、アクチュエータともに1つずつしか示されていないが、油圧ショベルのバケットシリンダやブームシリンダ等用の複数の系統が設けられている。これらの回路・機器が作業機系統（第3系統）を構成する。

【0020】作業機用操作弁20が中立位置Nから第1位置A、第2位置Bに切換えられ、作業機用回路18の圧油が作業機シリンダ21に供給される。

【0021】第2油圧ポンプ11は第1油圧ポンプと同様の可変容量型ポンプである。

【0022】上述のように、左走行操作弁5、右走行操作弁15、作業機操作弁20はそれぞれ負荷圧検出ボ-

$$\begin{aligned} PPA - PLS &= PP - (PLSMAX - PLS) - PLS \\ &= PP - PLSMAX \end{aligned}$$

ここで、PP及びPLSMAXは、合分流弁が合流状態のときは油圧回路全体で同一である。したがって、各操作弁における差圧PPA-PLSは各アクチュエータ用操作弁で同じ（ほぼ同じ）となる。その結果、各アクチュエータへは、相互に異なる負荷にかかわらず、各操作弁の開度（開口面積）に応じた圧油の供給ができる。

【0026】右走行用圧力補償弁14もチェック弁部23と絞り部24を備える。右走行用圧力補償弁14の絞り部24は、負荷圧検出ポート22に検出した自己の負荷圧と第2負荷圧回路26又は作業機負荷圧回路26'内の他の負荷圧とで減圧作動する。圧力補償弁14は自己の負荷圧と他の負荷圧の高い方の負荷圧でセットされる。

【0027】作業機シリンダ21用の圧力補償弁19

\*ト22、58を有する。各操作弁5、15、20を第1位置A又は第2位置Bとした時に、該弁のアクチュエータ側に出力されるアクチュエータ負荷圧がそれぞれの負荷圧検出ポート22、58に検出される。なお、第2負荷圧回路26と第3負荷圧回路26'とはチェック弁34を介して接続されている。チェック弁34は、第3負荷圧回路26'から第2負荷圧回路26方向への圧油は通すが、その逆方向の圧油は遮断する。

【0023】左走行系の圧力補償弁4はチェック弁部23と絞り部24を備える。チェック弁部23は吐出路2'のポンプ圧を操作弁5に出力する。このチェック弁部23は操作弁5方向から吐出路2'への圧油逆流を防止するロードチェック弁の役割を果たす。絞り部24は、負荷圧検出ポート22の圧油が第1負荷圧回路25の圧力よりも高いときに、負荷圧検出ポート22の圧油を第1負荷圧回路25に導入する。

【0024】圧力補償弁4は、負荷圧検出ポート22に検出した自己のアクチュエータである左走行モータ6の負荷圧と、第1負荷圧回路25に接続した最高の負荷圧と、吐出路2'の圧であるポンプ圧、操作弁5への出力圧をパイロット圧として作動する。圧力補償弁4は、以下の圧力バランスが成立するように作動する。

$$[\text{ポンプ圧}] - [\text{最高負荷圧}] = [\text{操作弁5への出力圧}] - [\text{自己の負荷圧}]$$

この圧力補償弁4は自己の負荷圧と他の負荷圧における高い方の負荷圧でセットされる。圧力補償弁4は、セットされた負荷圧と自己のアクチュエータの負荷圧を受けて動作し、操作弁への出力圧を調整し、もって該圧力補償弁の接続されているアクチュエータへの供給流量を調整する。

【0025】したがって、各操作弁における入力圧PPAと出力圧（負荷圧）PLSとの差は以下となる。なお、ポンプ圧をPP、最高負荷圧をPLSMAXとする。

は、作業機用回路18の圧油を減圧弁部59で負荷圧検出ポート58と同圧に減圧して第3負荷圧回路26'に出力する。なお、左右走行モータ6、16と左右走行操作弁5、15を接続する回路にはカウンタバランス弁27が設けられている。したがって、左右走行モータ6、16が外力で回転することがない。

【0028】なお、負荷圧の検出手段として、特公平7-92090号公報に示す従来一般的な圧力補償弁を用い、各負荷圧検出ポート22中の最も高い負荷圧をチェック弁やシャトル弁を用いて第1・第2負荷圧回路25、26に検出するようにしても良い。

【0029】次に、絞り弁の作動を説明する。絞り弁17は第1受圧部30と第2受圧部31の圧油で開口面積大の連通位置Eに押され、第3受圧部32と第4受圧部

33の圧油で開口面積小の絞り位置Fに押される。第1受圧部30には作業機用回路18の絞り弁17入口側圧力が作用する。一方、絞り弁17の出口側圧力は第3受圧部32に作用する。絞り弁17の第2受圧部31には第3負荷圧回路26'（チェック弁34よりも上流側）の圧力が作用する。第2の負荷圧回路26（チェック弁34よりも下流側）の圧力は、絞り弁17の第4受圧部33に作用する。

【0030】吐出路2と吐出路12及び第1負荷圧回路25と第2負荷圧回路26は合分流弁40で合流・分離される。この合分流弁40はスプリング41により合流位置Gとなる。一方、受圧部42に圧油が作用すると分離位置Hに切換わる。

【0031】合分流弁40の受圧部42は、切換弁43を介して、右走行操作弁15の負荷圧検出ポート22につながる負荷圧回路26''又はタンクポート9のいずれか一方に連通する。この切換弁43はスプリング44で第1位置Sに、受圧部45に圧油が作用すると第2位置Jに切換わる。その受圧部45には第3負荷圧回路26'（チェック弁34よりも上流側）の圧油が供給され

る。

【0032】アンロード弁3及び13は、差圧が大きくなったときにアンロードする。例えばスプリング46と第1受圧部47に作用する負荷圧で遮断位置Kに押され、第2受圧部48に作用するポンプ吐出圧でアンロード位置Lに押される。

【0033】アンロード弁3及び13は、差圧が大きくなったときにアンロードする。例えば各操作弁5及び15が中立位置Nで第1受圧部47にかかる負荷圧がゼロの時に、第1・第2油圧ポンプ1、11のポンプ吐出圧を低圧でアンロードする。なお、ポンプ1、11は、操作弁が全て中立位置Nにあってアクチュエータで圧油を一切使用していない時にも若干の油量を吐出している。これは、油圧ショベル等の建設機械では作業機の負荷に速やかに応答する必要があるためである。このようなポンプ吐出量制御の結果、操作弁が中立位置Nの時にもポンプは圧油を吐出するのでアンロード弁がないと吐出圧が最高まで上昇する。そこでアンロード弁を用い、ポンプ吐出圧が上昇するとアンロード弁3、13がスプリング46に抗してアンロード位置Lに押され、ポンプ吐出圧油はアンロードし、ポンプ吐出圧はアンロード弁3、13のアンロード開始圧力よりも上昇しない。これによって、吐出圧ポンプを低圧とする。

【0034】次に作動を説明する。まず走行時の作動を説明する。左右走行操作弁5、15を位置A又は位置Bに操作して左右走行モータ6、16を回転駆動して走行する時には、右走行モータ16の負荷圧が負荷圧検出ポート22から第2負荷圧回路26にかかる。しかし、その負荷圧はチェック弁34によって遮断されて第3負荷圧回路26'に至らない。したがって、合分流切換弁4

3の受圧部45にはパイロット圧が作用しないので、切換弁43は位置Sである。

【0035】また、右走行モータ16の負荷圧は、第4負荷圧回路26''を介して切換弁43（位置S）を通り、合分流弁40の受圧部42に作用する。そのため、合分流弁40は分離位置Hとなり、第1ポンプ吐出路2と第2ポンプ吐出路12及び第1負荷圧回路25と第2負荷圧回路26がそれぞれ分離する。

【0036】これにより、第1油圧ポンプ1の吐出圧油は左走行モータ6に供給され、第2油圧ポンプ11の吐出圧油は右走行モータ16に供給され、油圧ショベルは走行する。なお、左右走行操作弁5、15の開口面積を異ならせれば、左右走行モータ6、16の回転数に差が出て油圧ショベルは左又は右に曲がる。なお、操作弁5、15は単なる方向切換弁ではなく、オペレータのレバー操作により任意に開口面積の変わる流量制御弁でもある。この分離状態では、各油圧回路毎に独立して各々の最高負荷圧に応じて圧力補償弁のセット圧が決まる。従って絞りによる圧損は全体として小さくなるため、ポンプのエネルギーロスが小さい。

【0037】次に、走行状態のまま作業機操作弁20を位置A又はBとして作業機シリンダ21を操作したとする。この場合、作業機シリンダ21の負荷圧は作業機操作弁20の負荷圧検出ポート22から第3負荷圧回路26'に出力される。この負荷圧は、合分流切換弁43の受圧部45に作用して切換弁43が位置Jに切換わる。

【0038】すると、合分流弁40の受圧部42がタンク9に連通し、合分流弁40はバネに押されて合流位置Gに切換わる。このとき、第1吐出路2と第2吐出路12及び第1負荷圧回路25と第2負荷圧回路26がそれぞれ合流する。その結果、第1油圧ポンプ1の吐出圧油と第2油圧ポンプ11の吐出圧油が合流して左走行モータ6と右走行モータ16及び作業機シリンダ21に供給される。この結果、作業機シリンダ21への圧油流量不足は回避される。

【0039】この状態では圧力補償弁4と圧力補償弁14が、左走行モータ6の負荷圧（第1負荷圧回路25）、右走行モータ16又は作業機シリンダ21の負荷圧の内の高い方の負荷圧でセットされる。したがって、オペレータが左右モータ操作弁の開度を異ならせて左右走行モータ6、16の負荷圧が異なっても、第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出圧油を合流して左右走行操作弁5、15の開口面積に比例した流量として左右走行モータ6、16に供給されるので、旋回走行できる。

【0040】前述の状態において作業機シリンダ21の負荷圧が左右走行モータ6、16の負荷圧よりも高い場合には、その作業機シリンダ21の負荷圧で各圧力補償弁4、14、19がセットされる。そのため、第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出圧油は、合流した後、各操作弁の開口面積に比例した流量に分配されて左右走行モ

ータ6、16、作業機シリンダ21に供給される。

【0041】つまり、この時には絞り弁17の第2受圧部31に高圧の作業機シリンダ21の負荷圧が作用する。したがって、絞り弁17は連通位置Eとなり、第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出圧油は合流して作業機用回路18にスムーズに流れる。

【0042】一方、前述の状態で作業機シリンダ21の負荷圧が左右走行モータ6、16の負荷圧よりも低い場合には、高圧の左右走行モータ6、16の負荷圧がチェック弁34のために遮断されて作業機シリンダ21側の圧力補償弁19に作用しない。したがって、作業機の圧力補償弁19は低圧の作業機シリンダ21の負荷圧でセットされ、圧力補償されない。

【0043】この時には絞り弁17の第2受圧部31に作用する圧力よりも第4受圧部33に作用する圧力が高いので、絞り弁17には絞り位置Fに押す力が作用し、絞り弁17は絞り位置Fに切換わる。これによって、第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出圧油は絞り弁17で絞られて作業機用回路18に流れる。

【0044】ところで、絞り弁17が絞り位置Fとなると流入側圧力よりも流出側圧力が低圧となり、絞り弁17の第1受圧部30に作用する圧力が第3受圧部32に作用する圧力よりも高圧となるので、絞り弁17には連通位置Eに押す力が作用する。この連通位置Eに押す力と前述の絞り位置Fに押す力がバランスした位置で絞り弁17が停止し、絞り弁17の開口面積は左右走行モータ6、16の負荷圧と作業機シリンダ21の負荷圧の差圧に見合う値となる。

【0045】これによって、第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出圧油は絞り弁17で前記差圧に見合うだけ絞られて作業機用油圧回路18に流れるので、左右走行モータ6、16と作業機シリンダ21に、各操作弁の開口面積に比例した流量で供給される。つまり、もし絞り弁17がないとすれば、作業機シリンダ21の負荷圧が低い時には、第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出圧油は合流して作業機シリンダ21のみに供給される。そうすると、走行系統に供給される油量が不足するという問題点が生じる。そこで絞り弁17を設置して作業機系統を絞るようにしている。

【0046】次に、作業機操作弁20のみを操作する場合について説明する。このとき、合分流切換弁43の受圧部45に、第3負荷圧回路26を介して作業機シリンダ21の負荷圧が作用して合分流切換弁43を位置Jとする。そして、合分流弁40の受圧部42がタンクに連通し、合分流弁40は合流位置Gとなる。これによって、第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出圧油が作業機シリンダ21に供給される。

【0047】次に本発明の第2の実施の形態を図2を参照しつつ説明する。図2の油圧回路においては、第1油圧ポンプ1と第2油圧ポンプ11の容量を1つの容量制

御用シリンダ7と容量制御弁8で制御する。合分流弁40には、ポンプ吐出路と負荷圧回路につながるポンプに加えて、ポンプ容量制御用の負荷圧ポート50とポンプ圧ポート51が形成されている。この負荷圧ポート50は容量制御弁8の第1受圧部8aに接続されている。ポンプ圧ポート51は容量制御用シリンダ7の縮小室7aと容量制御弁8の第2受圧部8bに接続されている。

【0048】このような構成により、合分流弁40が合流位置Gの時には、第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出容量の制御は第1の実施の形態と同様である。一方、合分流弁40が分離位置Hの時には、第2油圧ポンプ11の吐出圧油と右走行モータ16、作業機シリンダ21の負荷圧に応じて第1・第2油圧ポンプ1、11の容量制御が行われる。

【0049】作業機を使用せずに走行のみを行う場合には、合分流弁40が分離位置Hとなって、第1油圧ポンプ1の吐出路2と第2油圧ポンプ11の吐出路12が分離する。この回路の場合、第1油圧ポンプ1と第2油圧ポンプ11は回転数も斜板角度も同じなので同一容量である。このために左右にカーブする場合等のように一方の走行モータの要求流量が少ない場合、そのモータに圧油を供給する油圧ポンプの吐出量が余分となる。その余分な吐出圧油はアンロード弁3、13からアンロードする。

【0050】次に本発明の第3の実施の形態を図3を参照しつつ説明する。この回路では、第1・第2油圧ポンプ1、11に加えて、第3油圧ポンプ61と補助油圧ポンプ62が設けられている。これら4台のポンプは1台のエンジン60により駆動される。

【0051】第3油圧ポンプ61の吐出圧油は、第4操作弁63を介して第4油圧アクチュエータ64に供給される。補助油圧ポンプ62の吐出圧油は、作業機操作弁21を切換えるパイロット圧等として利用される。その吐出路65には絞り66が設けてある。この絞り66の上流側圧力と下流側圧力との差圧で補助油圧ポンプ62の吐出量、すなわちエンジン60の回転速度を検出できる。

【0052】アンロード弁3、13には、第1補助受圧部3a、13aと第2補助受圧部3b、13bが設けられている。第1補助受圧部3a、13aに絞り66の上流側圧力が作用するとともに、第2補助受圧部3b、13bに絞り66の下流側圧力が作用する。両圧力はアンロード弁3、13を閉じ方向に押す力が作用し、その力はエンジン60の回転速度に比例する。これにより、アンロード弁3、13のアンロード開始圧力はエンジン回転速度が速い時には高く、遅い時には低くなる。そのため、エンジン回転速度が変化して第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出量（単位時間当たり吐出量）が変化した際に、その吐出量に対応したアンロード開始圧力とすることができ



【0053】容量制御弁8には、第1補助受圧部8cと第2補助受圧部8dが設けられている。容量制御弁8の第1補助受圧部8cに絞り66の上流側圧力が作用するとともに、第2補助受圧部8dに絞り66の下流側圧力が作用する。この圧力作用により、容量制御弁8にエンジン回転速度に比例した力が作用しドレーン位置Cへ移動する。その結果、容量制御弁8のセットがエンジン回転速度に応じて変わる。これによって、エンジン回転速度が速くなるとポンプ斜板が吐出量増側に動き、第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出量が一層増加し、エンジン回転速度が遅くなると第1・第2油圧ポンプ1、11の吐出量が減少する。

【0054】補助油圧ポンプ62の吐出路の絞り66の上流側には分岐回路65'が接続されている。この回路65'には、開閉弁68を介して回路67が接続する。回路67はアンロード弁3、13の第1補助受圧部3a、13aに接続する。開閉弁68はスプリング69で閉位置、受圧部70の圧力で開位置となる。この開閉弁68の受圧部70はシャトル弁71の出力側に接続されている。このシャトル弁71の入力側には前記第1負荷圧回路25、第2負荷圧回路26が接続してある。

【0055】シャトル弁71は、左走行モータの負荷圧回路25と右走行モータの負荷圧回路26とのうち高い方の圧力を検出する。各操作弁が中立位置Nの時にはシャトル弁71に負荷圧が流入しないので開閉弁68は閉位置となる。また、アンロード弁3、13の第1補助受圧部3a、13aに絞り66の上流圧が作用しない。そのため、アンロード弁3、13は第2補助受圧部3b、13bに作用する絞り66の下流圧でアンロード位置Lに押され、アンロード開始圧力が低下する。したがって、各操作弁が中立位置の時に第1・第2油圧ポンプ1、11のポンプ吐出圧がより一層低圧となる。

【0056】次に本発明の第4の実施の形態を図4を参照しつつ説明する。図4の回路においては、第1・第2油圧ポンプ1、11は固定容量型である。この場合には、第1・第2油圧ポンプ1、11の余分な吐出圧油は、アンロード弁3、13からアンロードすることにより回路全体の流量制御を行っている。

【0057】次に本発明の第5の実施の形態を図5を参照しつつ説明する。図5の例の回路では、第1の合分流弁40-1で吐出路2、12を合流・分離し、第2の合分流弁40-2で第1・第2負荷圧回路25、26を合流・分離している。第1～4の実施の形態では吐出路2、12と第1・第2負荷圧回路25、26を1つの合分流弁40で合流、分離したが、吐出路と負荷圧回路に別々の合分流弁を設けてもよい。

【0058】次に本発明の第6の実施の形態を図6を参照しつつ説明する。図6の例の回路では、絞り弁17にポート80が形成されている。このポート80は、回路81を介して合分流切換弁43の受圧部45に接続され

ている。この絞り弁17は作業機用操作弁20を操作すると圧油が流通して流通位置Eに押され、ポート80から回路81に圧油が流出する。このような構成により、作業機用操作弁20を操作することで合分流弁40が合流位置Gとなる。

【0059】なお、第1油圧ポンプ1と第2油圧ポンプ11は、図7に示すように1つのポンプにより複数の独立した吐出流量を取り出し可能とした多連ピストンポンプとしても良い。この型は2フローウェイ型、複吐出流型等とも呼ばれる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態を示す油圧回路図である。

【図2】本発明の第2の実施の形態を示す油圧回路図である。

【図3】本発明の第3の実施の形態を示す油圧回路図である。

【図4】本発明の第4の実施の形態を示す油圧回路図である。

【図5】本発明の第5の実施の形態を示す油圧回路図である。

【図6】本発明の第6の実施の形態を示す油圧回路図である。

【図7】本発明の変形例の実施の形態を示す油圧回路図である。

【符号の説明】

1…第1油圧ポンプ	2…吐出路
3…アンロード弁	4…圧力補償弁
5…左走行操作弁（第1操作弁）	
6…左走行モータ（第1油圧アクチュエータ）	
7…容量制御用シリンダ	8…容量制御弁
9…タンク	11…第2油圧ポンプ
12…吐出路	13…アンロード弁
14…圧力補償弁	15…右走行操作弁（第2操作弁）
16…右走行モータ（第2油圧アクチュエータ）	
17…絞り弁	
18…作業機用回路（第3油圧アクチュエータ回路）	
19…圧力補償弁	
20…作業機操作弁（第3操作弁）	
21…作業機シリンダ（第3油圧アクチュエータ）	
25…第1負荷圧回路	26…第2負荷圧回路
40…合分流弁	40-1…第1合分流弁
40-2…第2合分流弁	43…切換

弁

61…第3油圧ポンプ

油圧ポンプ

63…第4の操作弁

\*油圧アクチュエータ

62…補助

66…絞り

弁

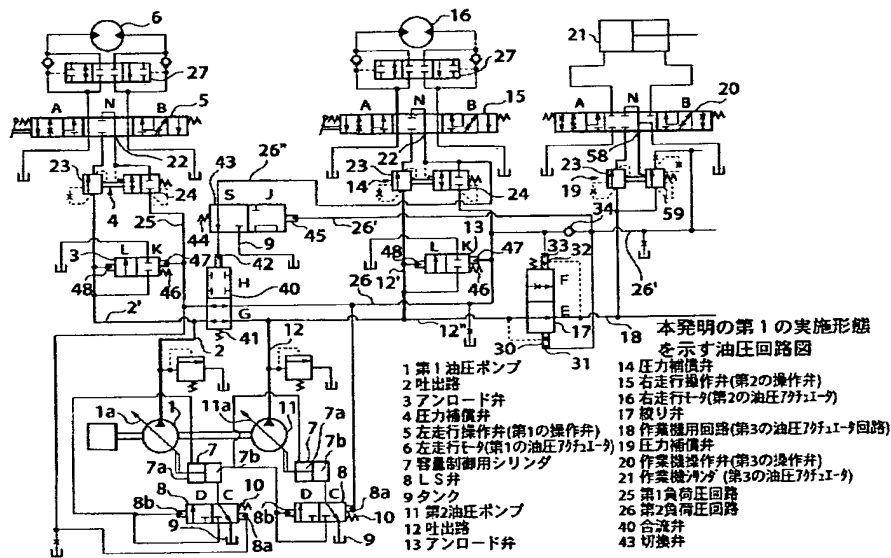
64…第4\*

80…ポート

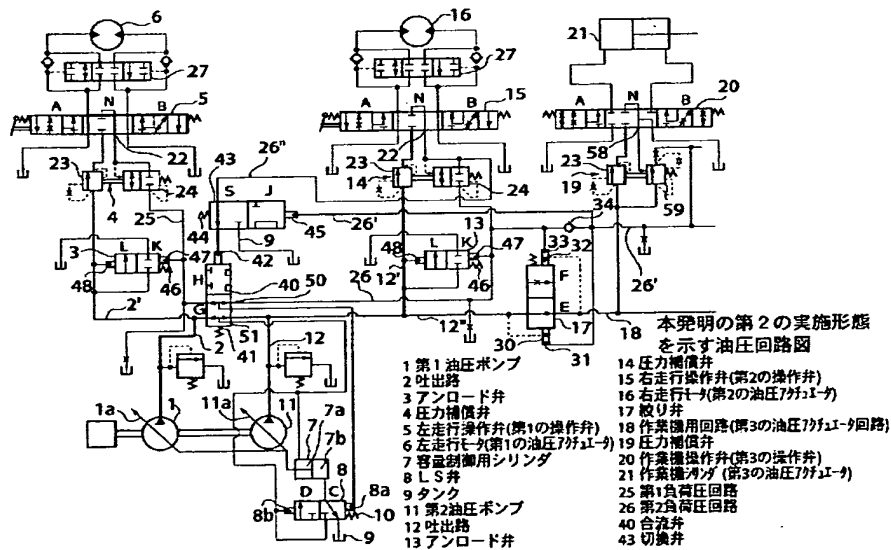
68…開閉

81…回路

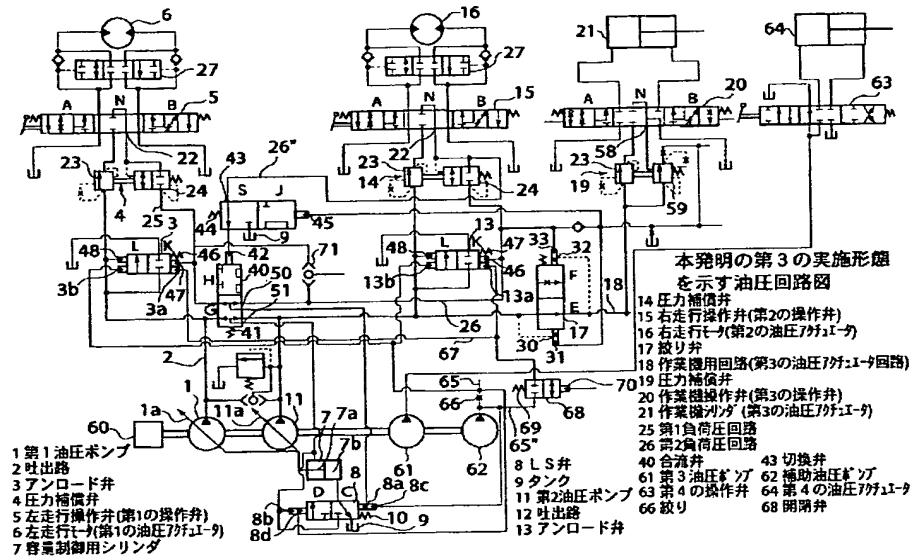
【図1】



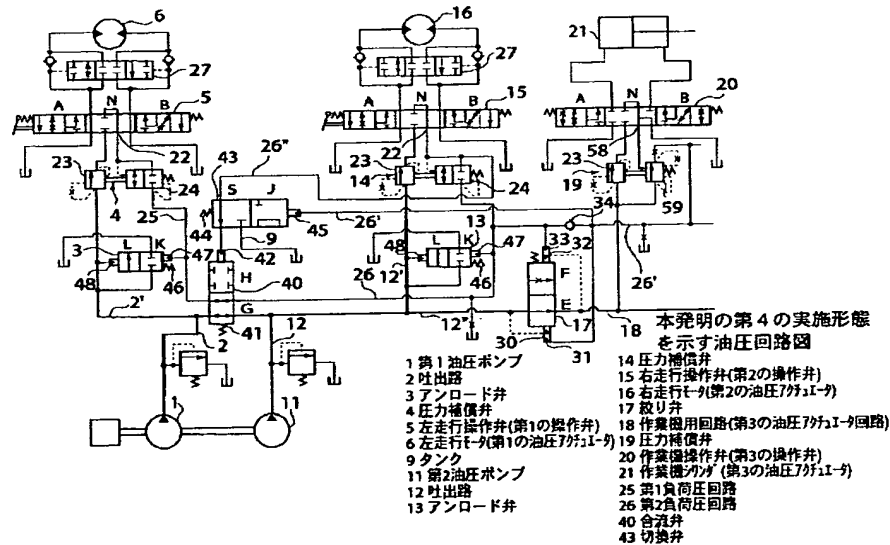
【図2】



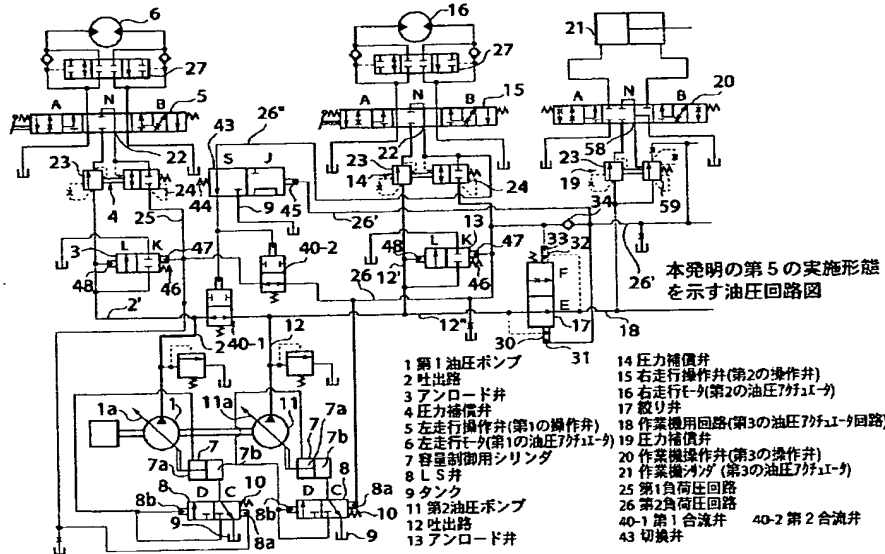
【図3】



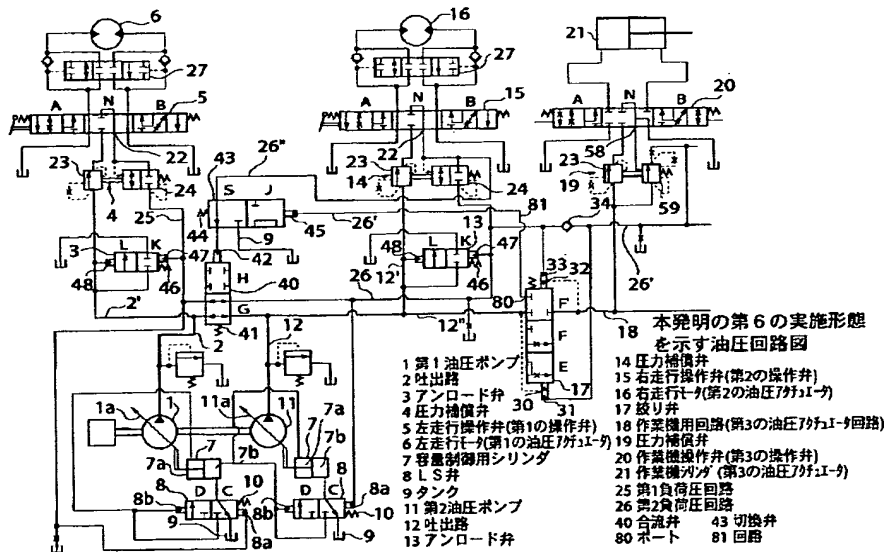
【図4】



【図5】



【図6】



本発明の第2の実施形態を示す油圧回路図

- 1 第1油圧ポンプ
- 2 吐出路
- 3 アンロード弁
- 4 圧力補償弁
- 5 左走行操作弁(第1の操作弁)
- 6 左走行モータ(第1の油圧77キユー回路)
- 7 電磁制御用シリンダ
- 8 L S弁
- 9 タンク
- 11 第2油圧ポンプ
- 12 吐出路
- 13 アンロード弁
- 14 圧力補償弁
- 15 右走行操作弁(第2の操作弁)
- 16 右走行モータ(第2の油圧77キユー回路)
- 17 絞り弁
- 18 作業機用回路(第3の油圧77キユー回路)
- 19 圧力補償弁
- 20 作業機操作弁(第3の操作弁)
- 21 作業機シフト(第3の油圧77キユー回路)
- 22 第1負荷圧回路
- 23 第2負荷圧回路
- 24 合流弁
- 25 切換弁